

# ANALISIS EFISIENSI TURBIN GAS TERHADAP BEBAN OPERASI PLTGU MUARA TAWAR BLOK 1

Ir Naryono<sup>1</sup>, Lukman budiono<sup>2</sup>

Lecture<sup>1</sup>, College student<sup>2</sup>, Departement of machine, Faculty of Engineering, University Muhammadiyah Jakarta, Jalan Cempaka Putih Tengah 27 Jakarta Pusat 10510, Tlp 021-4244016,4256024, email : [naryono66@ymail.com](mailto:naryono66@ymail.com)

## ABSTRAK

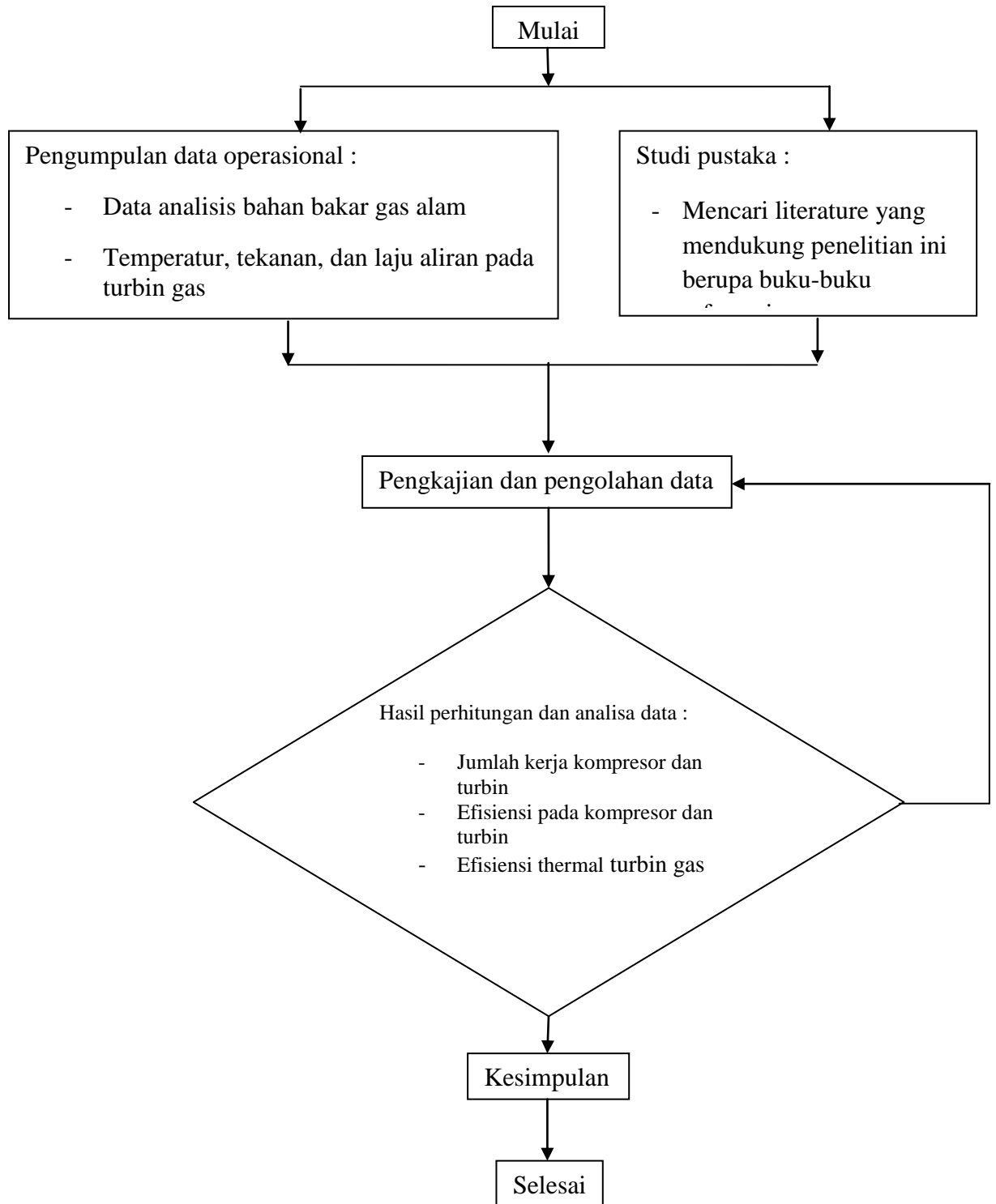
*Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap Muara Tawar (PLTGU Muara Tawar) merupakan salah satu unit pembangkit di Indonesia. Sebagai salah satu pembangkit listrik terbesar di Indonesia kesiapan PLTGU Muara Tawar sangat diperlukan. PLTGU merupakan pembangkit yang memiliki respons yang cepat terhadap perubahan beban. Oleh karena itu perubahan beban pada PLTGU sering sekali terjadi. Untuk menjaga performance pada PLTGU, peralatan yang ada dalam PLTGU harus dijaga kondisinya agar dapat bekerja secara optimal. Pada Tugas Akhir ini akan dilakukan analisis efisiensi turbin gas terhadap beban operasi PLTGU Muara Tawar Blok 1 dengan menganalisis efisiensi yang dihasilkan turbin gas berbahan bakar natural gas. Dari hasil penelitian ini didapat bahwa efisiensi thermal turbin gas PLTGU Muara Tawar Unit 1, 2, dan 3 pada beban 136 MW adalah 36.35%, 35.55%, dan 35.13%.*

*Key words : turbin gas, efisiensi thermal, kompresor, turbin*

## 1. PENDAHULUAN

PLTGU sering mengalami perubahan beban untuk memenuhi kebutuhan daya listrik yang berubah-ubah sewaktu-waktu, tergantung dari permintaan konsumen. Beban PLTGU yang berubah-ubah akan berpengaruh terhadap kinerja dari tiap-tiap komponennya antara lain turbin uap, pompa, kondensor, dan pembangkit gas. Dalam merespon perubahan beban yang terjadi, maka secara otomatis suplai bahan bakar, udara pembakaran, serta gas buang yang digunakan untuk pembentukan uap ikut berubah pula. Dengan mengetahui efisiensi pada tiap beban maka dapat diketahui grafik efisiensi pada PLTG sehingga dapat diketahui pada beban berapakah efisiensi PLTG yang paling tinggi. Pembangkit Listrik Tenaga Gas yang berbahan Bakar Gas memerlukan sedikit perawatan karena hampir semua bahan bakarnya terbakar sempurna. Sehingga Pembangkit Listrik Tenaga Gas yang berbahan Bakar Gas cocok untuk wilayah yang berpenduduk tinggi atau padat industri. Untuk meningkatkan efisiensi PLTG, gas buang PLTG dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air. Agar air yang dipanaskan dapat dirubah menjadi uap dan uap yang dihasilkan dapat dipakai untuk memutar Steam Turbine. Pembangkit listrik type ini dinamakan PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap).

## 2. DIAGRAM ALIR



### 3. METODE PENELITIAN

Pengambilan data dilakukan di PT.PJB Unit Pembangkitan Muara Tawar Blok I GT 1.1, GT 1.2, dan GT 1.3 yang berlokasi di Tarumajaya, Bekasi Jawa Barat. PLTG berbahan bakar Gas alam ini memiliki *Maximum Capacity Rate* 145 MW. Pengambilan data dilaksanakan sejak tanggal 1 mei 2012 hingga penelitian ini selesai.

### 4. DATA HASIL PENELITIAN

Dibawah ini adalah tabel data sisi input dan output dari Turbin gas blok 1 PLTGU Muara Tawar Unit 1, 2, dan 3 dengan kapasitas terpasang 145MW. Data aktual diambil pada saat *performance test* dengan beban 90MW (62% dari kapasitas terpasang), 100MW (69% dari kapasitas terpasang), 110MW (75% dari kapasitas terpasang), 125MW (86% dari kapasitas terpasang), dan 136MW (93.7% dari kapasitas terpasang) pada bulan Januari 2013.

Tabel 4.1. Data Turbin Gas 1.1 pada bulan Januari 2013

Beban 90MW(62%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.18 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	323.672 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1033.82 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.0 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	10.12 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	6.606 kg/s
Beban 100 MW(69%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.705 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	329.1 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1045.19 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.945 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.0 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	10.66 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	7.15 kg/s
Beban 110 MW(75%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	29.84 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	337.22 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1061.36 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.0 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	11.39 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	7.59 kg/s
Beban 125 MW(86%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.698 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	352.22 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1085.99 °C

T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.0 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	12.53 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.302 kg/s
Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.02 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	366.82 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1100.023 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	538.95 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.0 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	13.45 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.812 kg/s

Tabel 4.2. Data Turbin Gas 1.1 sebelum dan sesudah *Overhaul* bulan Juni 2012

Sebelum <i>Overhaul</i> Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.04 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	366.97 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1099.72 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	538.96 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.0 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	13.4 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11420.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.82 kg/s
Setelah <i>Overhaul</i> Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	28.0 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	366.12 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1100.823 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	530.05 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.028 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	13.59 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.74 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.67 kg/s

Tabel 4.3. Data Turbin Gas 1.2 pada bulan Januari 2013

Beban 90MW(62%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.98 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	324.01 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1032.84 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	538.052 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	9.76 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	6.636 kg/s

Beban 100 MW(69%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.395 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	326.99 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1042.585 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.955 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	10.22 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	7.125 kg/s
Beban 110 MW(75%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.30 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	336.015 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1057.568 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.96 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	10.911 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	7.551 kg/s
Beban 125 MW(86%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.408 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	349.862 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1081.34 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	12.002 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.244 kg/s
Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	29.55 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	365.44 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1099.833 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	539.976 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	12.876 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.766 kg/s

Tabel 4.4. Data Turbin Gas 1.2 sebelum dan sesudah *Overhaul* bulan Juli 2012

Sebelum <i>Overhaul</i> Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.05 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	365.4 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1099.33 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	540.96 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.0 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	12.66 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11422.02 kcal/kg

$m_f$ (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.79 kg/s
Sesudah <i>Overhaul</i> Beban 136 MW(93.7%)	
$T_1$ (Temperature Inlet Compressor)	28.03 °C
$T_2$ (Temperature Outlet Compressor)	364.44 °C
$T_3$ (Temperature Inlet Turbine)	1100.03 °C
$T_4$ (Temperature Outlet Turbine)	532.6 °C
$P_1$ (Pressure Inlet Compressor)	1.026 bar
$P_2$ (Pressure Outlet Compressor)	12.93 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.2 kcal/kg
$m_f$ (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.66 kg/s

Tabel 4.5. Data Turbin Gas 1.3 pada bulan Januari 2013

Beban 90MW(62%)	
$T_1$ (Temperature Inlet Compressor)	30.97 °C
$T_2$ (Temperature Outlet Compressor)	324.91 °C
$T_3$ (Temperature Inlet Turbine)	1038.64 °C
$T_4$ (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
$P_1$ (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
$P_2$ (Pressure Outlet Compressor)	9.614 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
$m_f$ (laju aliran bahan bakar gas alam)	6.606 kg/s
Beban 100 MW(69%)	
$T_1$ (Temperature Inlet Compressor)	30.59 °C
$T_2$ (Temperature Outlet Compressor)	328.41 °C
$T_3$ (Temperature Inlet Turbine)	1045.28 °C
$T_4$ (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
$P_1$ (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
$P_2$ (Pressure Outlet Compressor)	10.105 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
$m_f$ (laju aliran bahan bakar gas alam)	7.145 kg/s
Beban 110 MW(75%)	
$T_1$ (Temperature Inlet Compressor)	30.61 °C
$T_2$ (Temperature Outlet Compressor)	338.58 °C
$T_3$ (Temperature Inlet Turbine)	1062.08 °C
$T_4$ (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
$P_1$ (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
$P_2$ (Pressure Outlet Compressor)	10.83 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
$m_f$ (laju aliran bahan bakar gas alam)	7.55 kg/s
Beban 125 MW(86%)	
$T_1$ (Temperature Inlet Compressor)	30.69 °C
$T_2$ (Temperature Outlet Compressor)	352.36 °C
$T_3$ (Temperature Inlet Turbine)	1085.45 °C
$T_4$ (Temperature Outlet Turbine)	539.95 °C
$P_1$ (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar

P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	11.904 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.264 kg/s
Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.97 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	366.93 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1099.35 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	538.82 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	12.33 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.82 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.805 kg/s

Tabel 4.6. Data Turbin Gas 1.3 sebelum dan sesudah *Overhaul* bulan Maret 2013

Sebelum <i>Overhaul</i> Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	30.95 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	366.03 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1097.99 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	541.32 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.01 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	12.25 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11421.43 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.903 kg/s
Setelah <i>Overhaul</i> Beban 136 MW(93.7%)	
T <sub>1</sub> (Temperature Inlet Compressor)	28.05 °C
T <sub>2</sub> (Temperature Outlet Compressor)	365.33 °C
T <sub>3</sub> (Temperature Inlet Turbine)	1100.06 °C
T <sub>4</sub> (Temperature Outlet Turbine)	531.89 °C
P <sub>1</sub> (Pressure Inlet Compressor)	1.028 bar
P <sub>2</sub> (Pressure Outlet Compressor)	12.73 bar
LHV (bahan bakar gas alam)	11420.99 kcal/kg
m <sub>f</sub> (laju aliran bahan bakar gas alam)	8.75 kg/s

#### 4.2 Pengolahan Data aktual

Jika pada data *performance test* bulan januari untuk Turbin gas blok 1 unit 1 pada beban 90 MW didapat data pada tabel 1. Maka dari data tersebut dapat dicari nilai enthalpi (h) sebagai berikut :

- Entalpi h<sub>1</sub>

Pada Temperatur 30.186 °C atau sama dengan 303.186 K, h<sub>1</sub> dapat dicari dengan cara system interpolasi menggunakan tabel gas ideal.

Tabel 4.7. Tabel entalpi untuk T = 300 K, 305 K

	T (K)	h (kJ/kg)
Batas Bawah	300	300.19
Batas Atas	305	305.22

$$\begin{aligned}
 h_1 &= \left\{ \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) \right\} + h_{Bawah} \\
 &= \frac{(305.22 - 300.19)}{(305 - 300)} \times (303.186 - 300) + 300.19 \\
 &= 303.395 \text{ kJ/kg} = 72.4647 \text{ kcal/kg}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.8. Data entalpi ( $h_1, h_2, h_2'$ )

entalpi	kJ/kg	kcal/kg
$h_1$	303.395	72.4647
$h_2$	606.676	144.1496
$h_2'$	584.378	139.576

- Entalpi  $h_3$

Pada Temperatur 1033.824 °C atau sama dengan 1892.88 F,  $h_3$  dapat dicari dengan cara system interpolasi menggunakan tabel *flue gas*.<sup>[Lit.2 hal 6-8]</sup>

Tabel 4.9. Tabel entalpi untuk T = 1900 F, 1870 F

	T (F)	h (Btu/lb)
Batas Bawah	1870	480
Batas Atas	1900	486

$$\begin{aligned}
 h_3 &= \left\{ \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_3 - T_{bawah}) \right\} + h_{Bawah} \\
 &= \frac{(486 - 480)}{(1900 - 1870)} \times (1892 - 1870) + 480 \\
 &= 484.577 \text{ Btu/lb} = 269.196 \text{ kcal/kg}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan cara perhitungan yang sama dengan rumus diatas maka didapat :

Tabel 4.10. Data entalpi ( $h_3, h_4, h_4'$ )

Entalpi	btu/lb	kcal/kg
$h_3$	484.577	269.196
$h_4$	234.784	130.429
$h_4'$	197.25	109.578

Dari data diatas, maka bisa dihitung efisiensi Turbin gas dari PLTGU blok 1 unit 1, 2, dan 3 pada bulan Januari 2013. Nilai efisiensi bisa dihitung dengan menggunakan tahapan rumus - rumus dibawah ini :

### Proses 1-2 (kompresi)

Pada tahap 1-2 yaitu tahapan proses kompresi. Pada proses kompresi berlangsung, terjadi gesekan antara udara dan sudu-sudu kompresor. Temperatur udara keluar dari kompresor menjadi lebih tinggi dari proses ideal (isentropis), efisiensi kompresor menjadi lebih rendah sehingga kerja yang diperlukan untuk kompresi menjadi lebih besar. Jumlah kerja pada kompresor bisa dihitung dengan menggunakan tahapan rumus - rumus dibawah ini:

$$W_{ca} = m_a \cdot (h_2 - h_1) / \text{Efisiensi Kompresor} \quad [\text{Lit.8-hal 68}]$$



Pada perhitungan aktual diperlukan nilai efisiensi kompresor. Karena pada perhitungan ini menggunakan kerugian-kerugian (losses) pada perhitungannya. Dimana untuk menghitung efisiensi kompresor dapat digunakan rumus berikut ini:

$$\begin{aligned} \text{Efisiensi Kompresor} &= h_2' - h_1 / h_2 - h_1 \quad [\text{Lit.8-hal } 124] \\ &= (139.5 - 72.4) / (144.14 - 72.4) \\ &= 0.936 = 93.6 \% \end{aligned}$$

### Proses 2-3 (pembakaran)

Pada tahap 2-3 yaitu tahapan proses pembakaran di ruang bakar. Pada proses pembakaran, terjadi penurunan tekanan karena adanya gesekan panas dengan bagian – bagian dari ruang bakar. Nilai kalor pada hasil pembakaran bisa dihitung dengan menggunakan tahapan rumus - rumus dibawah ini :

$$\begin{aligned} Q_{in} &= m_f \cdot \text{LHV} \quad [\text{Lit.8-hal } 59] \\ m_f \cdot \text{LHV} &= (m_a + m_f) \cdot (h_3) - m_a \cdot h_2 \\ m_a &= (Q_{in} - m_f \cdot h_3) / (h_3 - h_2) \\ Q_{in} &= m_f \cdot \text{LHV} \\ &= 6.6067 \times 11421.82 \\ &= 75460.53 \text{ kcal/s} \end{aligned}$$

Karena laju aliran udara tidak diketahui nilai aktualnya, maka dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} m_a &= (Q_{in} - m_f \cdot h_3) / (h_3 - h_2) \\ &= (75460.54 - 6.6067 \times 269.196) / (269.19 - 139.57) \\ &= 568.45 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Dengan diketahuinya laju aliran udara maka kerja pada kompresor dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} W_{ca} &= m_a \cdot (h_2 - h_1) / \text{Efisiensi Kompresor} \\ &= 568.45 \times (139.57 - 72.46) / 0.936 \\ &= 43526.11 \text{ kcal/s} \end{aligned}$$

### Proses 3-4 (ekspansi pada turbin)

Pada tahap 3-4 yaitu tahapan proses pembakaran di ruang bakar. Pada proses ekspansi berlangsung terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari pada gas ideal (isentropis). Jumlah kerja pada turbin dapat dihitung dengan menggunakan tahapan rumus - rumus dibawah ini :

$$W_{ta} = (m_a + m_f) \cdot (h_3 - h_4) \cdot (\text{Efisiensi Turbin}) \quad [\text{Lit.8-hal } 68]$$

Pada perhitungan aktual diperlukan nilai efisiensi turbin. Karena pada perhitungan ini menggunakan kerugian-kerugian (losses) pada perhitungannya. Dimana untuk menghitung efisiensi turbin dapat digunakan rumus berikut ini :

$$\begin{aligned} \text{Efisiensi Turbin} &= h_3 - h_4 / h_3 - h_4' \quad [\text{Lit.8-hal } 125] \\ &= 269.196 - 130.42 / 269.19 - 109.57 \\ &= 0.869 = 86.9 \% \end{aligned}$$

Dengan diketahuinya efisiensi turbin maka didapat kerja pada turbin sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 W_{ta} &= (m_a + m_f) \cdot (h_3 - h_4) \cdot (\text{Efisiensi Turbin}) \\
 &= (568.44 + 6.6067) \times (269.196 - 130.42) \times (0.869) \\
 &= 69374.26 \text{ kcal/s}
 \end{aligned}$$

#### 4.3. Efisiensi *Thermal* Turbin Gas

Untuk menghitung efisiensi *thermal* turbin gas secara keseluruhan, dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut :

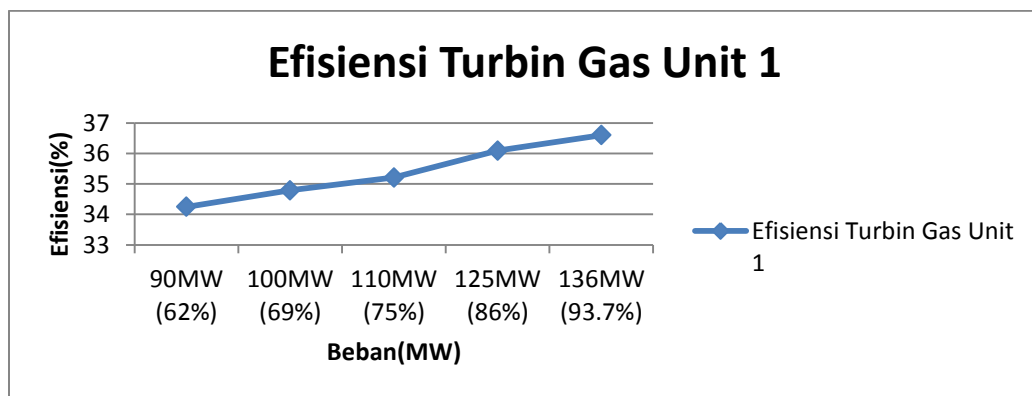
$$\begin{aligned}
 \text{Efisiensi } \textit{Thermal} &= W_{ta} - W_{ca} / (m_f \cdot \text{LHV}) \\
 &= 69374.25 - 43526.11 / (6.6067 \times 11421.82) \\
 &= 0.3425 = 34.25 \%
 \end{aligned}$$

Jadi didapat Efisiensi *Thermal* Turbin Gas Blok 1 Unit 1 UP Muara Tawar pada beban 90MW adalah 34.25 %. Nilai Efisiensi ini masih tergolong relatif baik. (Turbin gas dengan kapasitas 3 – 480 MW dikatakan memiliki efisiensi *Thermal* yang baik apabila berada diantara 30 – 46% [Lit 8-hal 16]).

Dengan menggunakan cara perhitungan yang sama dengan tahapan-tahapan perhitungan diatas maka didapat :

Tabel 4.11. Data hasil perhitungan efisiensi *thermal* turbin gas blok 1 unit 1

GT 1.1	
	Efisiensi <i>Thermal</i>
90 MW	34.25
100 Mw	34.79
110 MW	35.21
125 MW	36.09
136 MW	36.35



Gambar 4.3 Grafik Efisiensi *thermal* Turbin Gas Blok 1 Unit 1 pada bulan Januari 2013

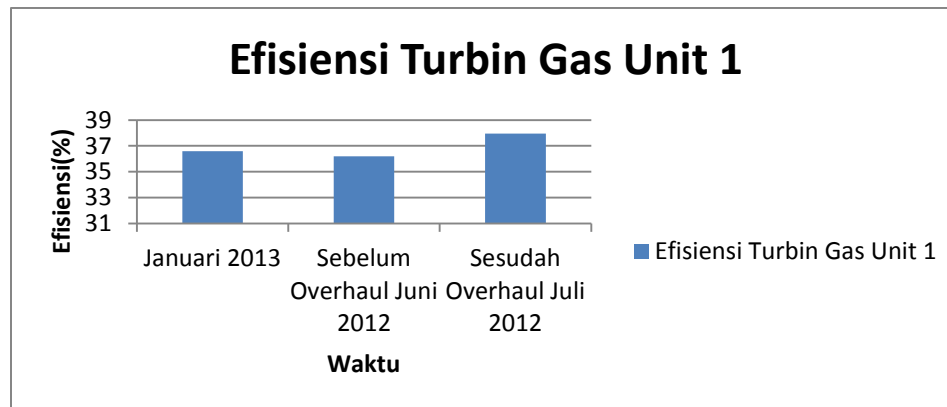
Dari tabel 4.11 dan gambar 4.3 data hasil perhitungan turbin gas blok 1 unit 1 didapat bahwa :

- Efisiensi *thermal* meningkat pada setiap peningkatan beban.

- Efisiensi *thermal* masih dalam kondisi baik pada setiap beban operasi.

Tabel 4.12. Data hasil perhitungan efisiensi *thermal* turbin gas blok 1 unit 1 (sebelum dan sesudah *overhaul* bulan Juni 2012)

GT 1.1	
	Efisiensi <i>Thermal</i>
136 MW (Sebelum <i>Overhaul</i> )	36.2
136 MW (Sesudah <i>Overhaul</i> )	37.96



Gambar 4.4 Grafik Efisiensi *thermal* Turbin Gas Blok 1 Unit 1 pada bulan Januari 2013,

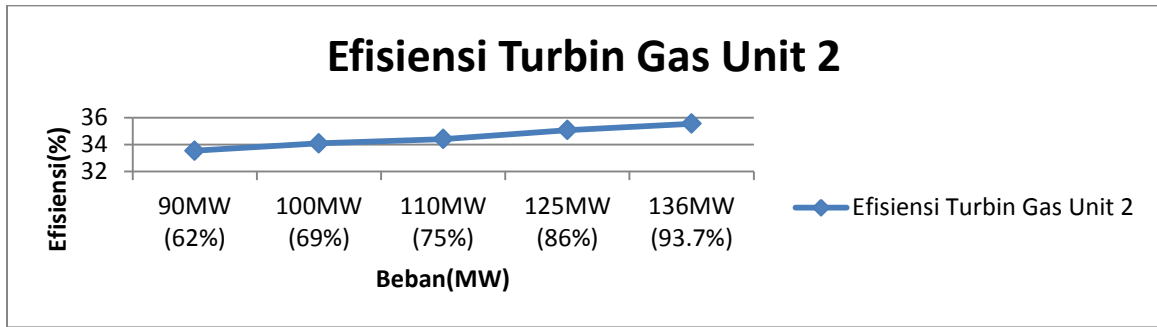
Sebelum *Overhaul* Juni 2012, dan Setelah *Overhaul* Juli 2012

Dari tabel 4.12 dan gambar 4.4 data hasil perhitungan turbin gas blok 1 unit 1 pada bulan Januari 2013, bulan Juni 2012, dan Juli 2012 didapat bahwa :

- Pada bulan Juli 2012 efisiensi *thermal* meningkat sekitar  $\pm 1.7\%$  setelah dilakukan *overhaul*.
- Pada bulan Januari 2013 efisiensi *thermal* menurun sekitar  $\pm 1.6\%$

Tabel 4.13. Data hasil perhitungan efisiensi *thermal* turbin gas blok 1 unit 2

GT 1.2	
	Efisiensi <i>Thermal</i>
90 MW	33.54
100 Mw	34.09
110 MW	34.41
125 MW	35.07
136 MW	35.55



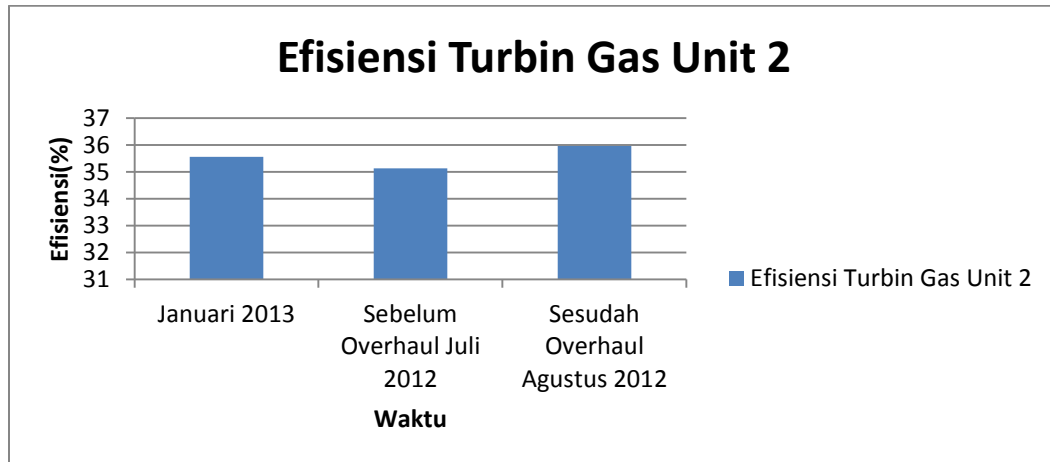
Gambar 4.5 Grafik Efisiensi *thermal* Turbin Gas Blok 1 Unit 2 pada bulan Januari 2013

Dari tabel 4.13 dan gambar 4.5 data hasil perhitungan turbin gas blok 1 unit 2 didapat bahwa :

- Efisiensi *thermal* meningkat pada setiap peningkatan beban.
- Efisiensi *thermal* masih dalam kondisi baik pada setiap beban operasi.

Tabel 4.14. Data hasil perhitungan efisiensi *thermal* turbin gas blok 1 unit 2 (sebelum dan sesudah *overhaul* bulan Juli 2012)

GT 1.2	
	Efisiensi <i>Thermal</i>
136 MW (Sebelum <i>Overhaul</i> )	35.13
136 MW (Sesudah <i>Overhaul</i> )	36.72



Gambar 4.6 Grafik Efisiensi *thermal* Turbin Gas Blok 1 Unit 2 pada bulan Januari 2013,

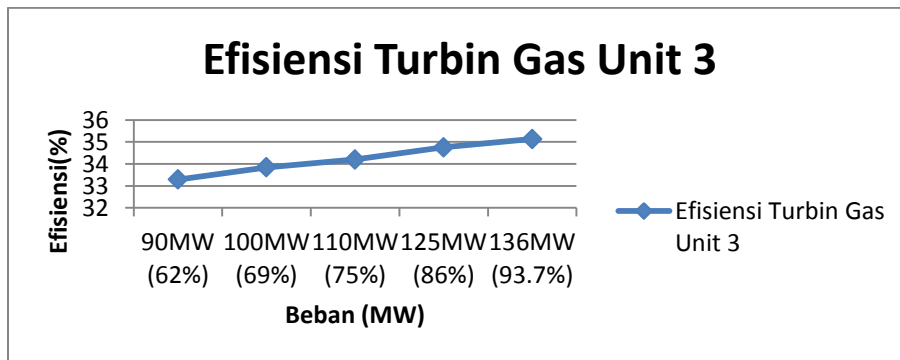
Sebelum *Overhaul* Juli 2012, dan Setelah *Overhaul* Agustus 2012

Dari tabel 4.14 dan gambar 4.6 data hasil perhitungan turbin gas blok 1 unit 2 pada bulan Januari 2013, bulan Juli 2012, dan Agustus 2012 didapat bahwa :

- Pada bulan Agustus 2012 efisiensi *thermal* meningkat sekitar  $\pm 1.6\%$  setelah dilakukan *overhaul*.
- Pada bulan Januari 2013 efisiensi *thermal* menurun sekitar  $\pm 1.1\%$ .

Tabel 4.15. Data hasil perhitungan efisiensi *thermal* turbin gas blok 1 unit 3

GT 1.3	
	Efisiensi <i>Thermal</i>
90 MW	33.29
100 Mw	33.84
110 MW	34.2
125 MW	34.75
136 MW	35.13

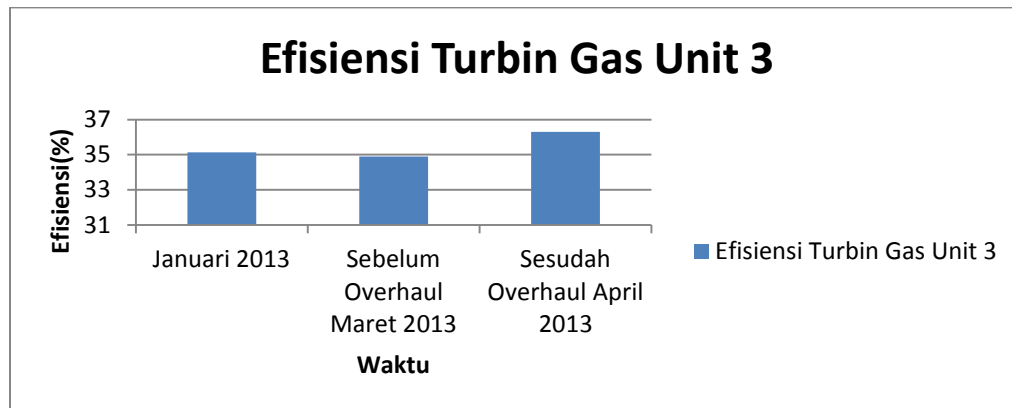


Gambar 4.7 Grafik Efisiensi *thermal* Turbin Gas Blok 1 Unit 3 pada bulan Januari 2013  
 Dari tabel 4.15 dan gambar 4.7 data hasil perhitungan turbin gas blok 1 unit 3 didapat bahwa :

- Efisiensi *thermal* meningkat pada setiap peningkatan beban.
- Efisiensi *thermal* masih dalam kondisi baik pada setiap beban operasi.

Tabel 4.16. Data hasil perhitungan efisiensi *thermal* turbin gas blok 1 unit 3 (sebelum dan sesudah *overhaul* bulan Maret 2013)

GT 1.3	
	Efisiensi <i>Thermal</i>
136 MW (Sebelum <i>Overhaul</i> )	34.5
136 MW (Sesudah <i>Overhaul</i> )	36.3



Gambar 4.8 Grafik Efisiensi *thermal* Turbin Gas Blok 1 Unit 2 pada bulan Januari 2013,

Sebelum *Overhaul* Maret 2013, dan Setelah *Overhaul* April 2013

Dari tabel 4.14 dan gambar 4.8 data hasil perhitungan turbin gas blok 1 unit 2 pada bulan Januari 2013, bulan Juli 2012, dan Agustus 2012 didapat bahwa :

- Pada bulan Januari-Maret 2013 terjadi penurunan efisiensi *thermal* sekitar  $\pm 0.6\%$
- Pada bulan April 2013 efisiensi *thermal* meningkat sekitar  $\pm 1.8\%$  setelah dilakukan *overhaul*.

Analisa dari tabel dan grafik turbin gas unit 1, 2, dan 3 dapat diambil beberapa kesimpulan yaitu ;

1. Efisiensi *thermal* turbin gas meningkat pada setiap kenaikan beban
2. Efisiensi *thermal* turbin gas masih dalam kondisi baik pada setiap beban operasi
3. Efisiensi *thermal* turbin gas meningkat setelah dilakukan *overhaul*
4. Efisiensi *thermal* turbin gas cenderung menurun setelah beberapa bulan *overhaul*

Pada poin ke 4 disini terjadi penurunan efisiensi *thermal* turbin gas setelah beberapa bulan *overhaul*. Penurunan efisiensi *thermal* turbin gas ini dapat disebabkan beberapa hal antara lain :

1. Menurunnya kerja yang dihasilkan pada turbin
2. Meningkatnya kerja pada kompresor
3. Menurunnya jumlah kalor yang dihasilkan ruang bakar

Dari beberapa kemungkinan diatas, bisa dianalisis lebih dalam melalui perhitungan yang sudah dilakukan. Hasil dari perhitungan :

Tabel 4.17. Data hasil perhitungan Turbin Gas blok 1 unit 1

GT 1.1			
	$W_{ca}$	$W_{ta}$	Efisiensi <i>Thermal</i>
136 MW (Sebelum <i>Overhaul</i> bulan Juni 2012)	62379.6	98859.8	36.2

136 MW (Sesudah <i>Overhaul</i> bulan Juli 2012)	61325.47	98923.35	37.96
136 MW (bulan Januari 2013)	62193.07	98782.59	36.35

Tabel 4.18. Data hasil perhitungan Turbin Gas blok 1 unit 2

GT 1.2			
	$W_{ca}$	$W_{ta}$	Efisiensi <i>Thermal</i>
136 MW (Sebelum <i>Overhaul</i> bulan Juli 2012)	62378.9	97650.2	35.13
136 MW (Sesudah <i>Overhaul</i> bulan Agustus 2012)	61442.43	97767.74	36.72
136 MW (bulan Januari 2013)	62060.48	97663.41	35.55

Tabel 4.19. Data hasil perhitungan Turbin Gas blok 1 unit 3

GT 1.3			
	$W_{ca}$	$W_{ta}$	Efisiensi <i>Thermal</i>
136 MW (Sebelum <i>Overhaul</i> bulan Maret 2013)	63710.15	98791.69	34.5
136 MW (Sesudah <i>Overhaul</i> bulan April 2013)	62591.49	98871.85	36.30
136 MW (bulan Januari 2013)	63133.7	98470.16	35.13

Dari tabel 4.17, 4.18, dan tabel 4.19 dapat dilihat bahwa menurunnya efisiensi *thermal* pada bulan Januari 2013 dikarenakan :

- Naiknya kerja yang dibutuhkan pada kompresor  
Naiknya kerja kompresor dapat disebabkan beberapa hal :

1. Kotornya sudu-sudu kompresor
2. Kotornya *filter inlet* kompresor

Faktor-faktor yang mempengaruhi sudu-sudu kompresor kotor dan kotornya *filter inlet* kompresor :

1. Lingkungan yang berdebu dan kotor. Sehingga saat kompresor menghisap udara, debu-debu dan kotoran ikut terhisap.
2. Pada saat musim hujan atau saat udara berembun, butiran air terhisap kompresor bersama udara. Hal ini dapat mengakibatkan *filter inlet* kompresor menjadi basah.
3. Rusaknya *filter inlet* kompresor.

### 5.1.KESIMPULAN

1. Efisiensi *thermal* turbin gas unit 1, 2, dan 3 meningkat pada setiap peningkatan beban.
2. Efisiensi *thermal* turbin gas unit 1, 2, dan 3 masih dalam kondisi baik pada setiap beban operasi.
3. Efisiensi *thermal* turbin gas unit 1, 2, dan 3 meningkat setelah dilakukannya *overhaul*.
4. Efisiensi *thermal* turbin gas unit 1, 2, dan 3 cenderung menurun setelah beberapa bulan *overhaul*.

### 5.2.SARAN

Dari penelitian ini didapat masalah yang terlihat dominan yaitu penurunan efisiensi *thermal* turbin gas setelah beberapa bulan *over haul*. Penurunan efisiensi *thermal* turbin gas dikarenakan naiknya kerja yang dibutuhkan kompresor. Solusi untuk menangani atau mengurangi penurunan efisiensi *thermal* turbin gas antara lain :

1. Diperlukan sistem *flushing filter inlet compressor*, agar setiap 5 menit sekali atau saat perbedaan tekanan terlalu tinggi dapat selalu *flushing* debu-debu yang menempel pada *filter*.
2. Perlunya ditambahkan sistem penyaring butiran-butiran air diudara sebelum udara masuk ke *filter inlet compressor*. Agar sewaktu udara luar berembun atau hujan, butiran air yang terhisap oleh kompresor tidak menyebabkan *filter* menjadi basah. Apabila *filter* basah lalu menempel debu-debu, kotoran, dan serangga hal ini dapat mengurangi tekanan udara yang masuk. Hal ini disebabkan pada saat *filter* kering debu-debu, kotoran, dan serangga tidak akan lepas saat di *flushing*.Diperlukannya pelaksanaan *compressor washing online* (membersihkan sudu-sudu kompresor saat turbin gas beroperasi normal), agar penurunan efisiensi setiap bulannya tidak terlalu besar.

### DAFTAR REFERENSI

1. Meherwan P.Boyce ; **Gas Turbine Hand Book 2<sup>nd</sup> Edition**. Gulf Professional Publishing, United States of America.
2. Babcock and Wilcox, Steam its generation and use, New York.
3. J.L Hobbs ; 1956 : **Physical Properties and Flow Characteristics of Air**. U.S Departement of Commerce, Washington DC.



4. El-Wakil. M. M.; 1992: **Instalasi Pembangkit Daya**. Erlangga, Jakarta
5. Jones, J., B.; 1996 : **Engineering Thermodynamics**. Prentice Hall Inc., New Jersey
6. Materi Kursus Engineer Sistem Bahan Bakar , Udiklat PLN Suralaya 1994
7. Pengoperasian Alat Bantu PLTG , Udiklat PLN Suralaya 2004
8. Anonim; 2004: **Combustion Analysis Basics**. TSI Incorporated.
9. <http://www.tsi.com/documents/CA-basic-2980175b.pdf> / 28 Agustus 2006
10. Culp, W. Archie; 1996: **Prinsip-prinsip Konversi Energi**. Erlangga, Jakarta
11. Manual Book Gas Turbin, Alstom ABB/GT13E2